

8단 자동변속기의 유성기어 가공을 위한 동력 흐름 해석 (2) : 4-8단

이경진*, 김정민*[#]

*안동대학교 기계자동차공학과

Power Flow Analysis for Manufacturing of Planetary Gears in an 8-speed Automatic Transmission (II): 4-8 Speeds

Kyoung-Jin Lee*, Jeong-Min Kim*[#]

*Department of Mechanical & Automotive Engineering, Andong National Univ.

(Received 25 July 2016; received in revised form 2 August 2016; accepted 16 August 2016)

ABSTRACT

The power flow of an 8-speed automatic transmission was analyzed using a lever analogy for the manufacturing of planetary gears. From the analysis, we found that the engine power was split between the first and second double-pinion planetary gears (DPPG1 and DPPG2), and was then passed to the DPPG3 for the fourth speed. For the fifth speed, the engine power was split between the DPPG1 and DPPG3. For the speeds 6-8, the engine power was passed only to SPPG2, while the seventh speed contained the power circulation.

Key Words : Automatic Transmission(자동변속기), Powertrain(파워트레인), Planetary Gear(유성기어), Power Flow(동력 흐름), Lever Analogy(레버해석)

1. 서 론

8단 이상의 자동변속기에서 사용되는 유성기어의 가공을 위해서는, 각 유성기어에 작용하는 최대 응력을 해석해야 한다. 기존의 유성기어에 작용하는 최대응력 해석은 유한요소법을 기반으로 진행되었다¹⁻⁴⁾. 하지만, 자동변속기가 실제 작동하는 상황에서 각 유성기어에 작용하는 토크, 속도 및 동력흐름의 해석을 수행하여야만, 최대응력이 허용응력

범위 안에 있는지 판단할 수 있다⁵⁾.

본 논문에서는 레버해석을 기반으로 8단 자동변속기의 토크, 속도 및 동력 흐름 해석을 수행하고자 한다⁶⁻⁷⁾. Fig. 1은 연구대상 8단 자동변속기의 구조를 도시한 것이며, Table 1은 각 단을 형성하기 위하여 작동되는 클러치 및 브레이크를 표시한 것이다⁸⁾. 1단부터 3단까지의 동력 흐름 해석은 본 논문의 Part I에서 수행하였으며, 8단 자동변속기를 구성하는 유성기어들이 복합적으로 작동하는 4단부터 8단까지는 본 Part II에서 수행하고자 한다.

Corresponding Author : jmk@anu.ac.kr

Tel: +82-54-820-7935, Fax: +82-54-820-5044

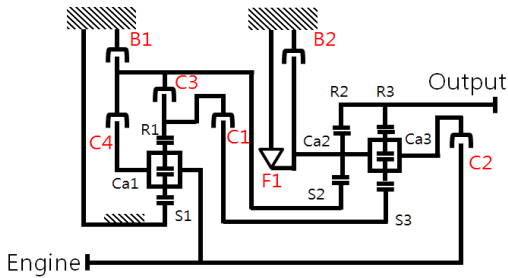


Fig. 1 Structure of 8-speed automatic transmission

Table 1 Operation table of 8-speed automatic transmission

Speed	Clutch				Brake		OWC
	C1	C2	C3	C4	B1	B2	F1
1st	○					○	○
2nd	○				○		
3rd	○		○				
4th	○			○			
5th	○	○					
6th		○		○			
7th		○	○				
8th		○			○		

2. 8단 자동변속기의 동력 흐름 해석

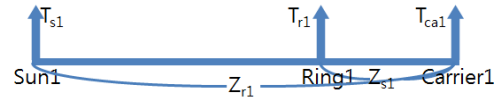
본 연구대상 8단 자동변속기는 1개의 SPPG (single pinion planetary gear)과 2개의 DPPG(double pinion planetary gear)로 구성되어 있다.

2.1 4단의 동력흐름 해석

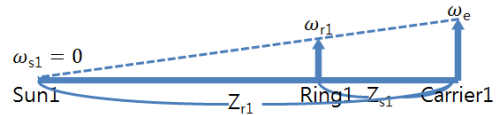
4단은 C1과 C4가 작동하여 동력이 전달된다. 4단에서 엔진은 DPPG1의 Carrier1과 SPPG2의 Sun2와 연결되어 있다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_e = T_{ca1} + T_{s2} \quad (1)$$

$$\omega_e = \omega_{ca1} = \omega_{s2} \quad (2)$$



(a) Torque lever model of DPPG1 model



(b) Speed lever model of DPPG1 model

Fig. 2 Lever model of DPPG1 for the 4th speed

여기서, T_e 는 엔진토크, T_{ca1} 은 DPPG1의 Carrier1 토크, T_{s2} 은 SPPG2의 Sun2 토크, ω_e 는 엔진속도, ω_{ca1} 은 DPPG1의 Carrier1 속도, ω_{s2} 는 SPPG2의 Sun2 속도이다.

Fig. 2는 4단에서 DPPG1의 레버모델을 도시한 것이다. 이 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

$$T_{r1} = -\frac{Z_{r1}}{Z_{r1} - Z_{s1}} T_{ca1} \quad (3)$$

$$\omega_{r1} = \frac{Z_{r1} - Z_{s1}}{Z_{r1}} \omega_e \quad (4)$$

여기서, T_{r1} 은 DPPG1의 Ring1 토크, Z_{s1} 은 DPPG1의 Sun1 잇수, Z_{r1} 은 DPPG1의 Ring1 잇수, ω_{r1} 은 DPPG1의 Ring1 속도이다. 4단에서 DPPG1의 Ring1과 DPPG3의 Sun3가 연결되어 있으며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_{r1} + T_{s3} = 0 \quad (5)$$

$$\omega_{r1} = \omega_{s3} \quad (6)$$

여기서, T_{s3} 는 DPPG3의 Sun3 토크, ω_{s3} 는 DPPG3의 Sun3 속도이다.

Fig. 3은 4단에서 SPPG2 및 DPPG3의 레버모델을 도시한 것이다. 이 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

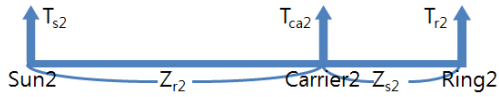
$$T_{ca2} = -\frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (7)$$

$$T_{r2} = \frac{Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (8)$$

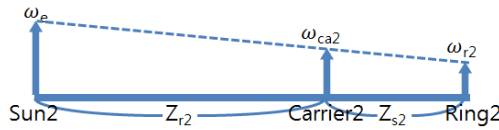
$$T_{ca3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (9)$$

$$T_{r3} = -\frac{Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (10)$$

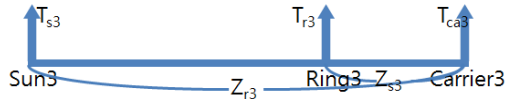
$$\omega_{r2} = \omega_{r3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{r2} + Z_{r3}} (\omega_e - \omega_{r1}) + \omega_{r1} \quad (11)$$



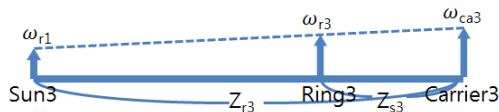
(a) Torque lever model of SPPG2 model



(b) Speed lever model of SPPG2



(c) Torque lever model of DPPG3 model



(d) Speed lever model of DPPG3

Fig. 3 Lever models of SPPG2 and DPPG3 for the 4th speed

Table 2 Engine operation point

Engine torque, T_e	100 Nm
Engine speed, ω_e	100 rad/sec

Table 3 Planetary gear ratios

Gear ratio of DPPG1, Z_{r1}/Z_{s1}	2.1587 / 1
Gear ratio of SPPG2, Z_{r2}/Z_{s2}	2.1742 / 1
Gear ratio of DPPG3, Z_{r3}/Z_{s3}	2.4670 / 1

여기서, T_{ca2} 는 SPPG2의 Carrier2 토크, T_{s2} 는 SPPG2의 Sun2 토크, Z_{s2} 는 SPPG2의 Sun2 잇수, Z_{r2} 는 SPPG2의 Ring2 잇수, T_{r2} 는 SPPG2의 Ring2 토크, T_{ca3} 는 DPPG3의 Carrier3 토크, T_{r3} 는 DPPG3의 Ring3 토크, Z_{s3} 는 DPPG3의 Sun3 잇수, Z_{r3} 는 DPPG3의 Ring3 잇수, ω_{r2} 는 SPPG2의 Ring2 속도, ω_{r3} 는 DPPG3의 Ring3 속도이다.

4단에서 SPPG2와 DPPG3의 Carrier가 연결되어 있으므로, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{ca2} + T_{ca3} = 0 \quad (12)$$

$$\omega_{ca2} = \omega_{ca3} = \frac{Z_{r3}}{Z_{r2} + Z_{r3}} (\omega_e - \omega_{r1}) + \omega_{r1} \quad (13)$$

또한, SPPG2의 Ring2와 DPPG3의 Ring3가 출력축과 연결되어 있으므로, 자동변속기의 출력토크(T_o) 및 출력속도(ω_o)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_o = T_{r2} + T_{r3} \quad (14)$$

$$\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3} \quad (15)$$

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있다. 수치적 해석이 수행된다면, 자동변속기의 동력흐름을 좀 더 쉽게 파악할 수 있다. 동력흐름의 수치적 해석을 위해서는 T_e 와 ω_e 의 수치를 설정하여야 한다. 이에, 본 연구에서는 Table 2와 같이 입력의 T_e 와 ω_e 를 사용하고자 한다. 이와 같이 입력 토크 및 속도를 100 으로 설정하면, 최종 결과는 100에 대한 비율로 쉽게 가늠할 수 있다.

또한, 동력흐름해석을 위하여, 참고문헌을 기반으로 Table 3과 같이 DPPG1의 기어 잇수비(Z_{r1}/Z_{s1})와 SPPG2의 기어 잇수비(Z_{r2}/Z_{s2}), 그리고 DPPG3의

Table 4 Torque, speed and power of 4th speed

Carrier torque of DPPG1, T_{ca1}	53.7 Nm
Carrier speed of DPPG1, $\omega_{ca1} = \omega_e$	100.0 rad/sec
Ring gear torque of DPPG1, T_{r1}	-99.9 Nm
Ring gear speed of DPPG1, ω_{r1}	53.7 rad/sec
Sun gear torque of SPPG2, T_{s2}	46.3 Nm
Sun gear speed of SPPG2, ω_{s2}	100.0 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, T_{ca2}	-146.9 Nm
Carrier speed of SPPG2, $\omega_{ca2} = \omega_{ca3}$	78.3 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, T_{r2}	100.6 Nm
Ring gear speed of SPPG2, $\omega_{r2} = \omega_{r3}$	68.3 rad/sec
Sun gear torque of DPPG3, T_{s3}	99.9 Nm
Sun gear speed of DPPG3, ω_{s3}	53.7 rad/sec
Carrier torque of DPPG3, T_{ca3}	146.9 Nm
Carrier speed of DPPG3, $\omega_{ca2} = \omega_{ca3}$	78.3 rad/sec
Ring gear torque of DPPG3, T_{r3}	-247.0 Nm
Ring gear speed of DPPG3, $\omega_{r2} = \omega_{r3}$	68.3 rad/sec
Output torque, T_o	-146.4 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3}$	68.3 rad/sec
Carrier power of DPPG1, $T_{ca1} \times \omega_{ca1}$	5373.4 W
Ring gear power of DPPG1, $T_{r1} \times \omega_{r1}$	-5361.2 W
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	4626.6 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	-11499.0 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	6872.3 W
Sun gear power of DPPG3, $T_{s3} \times \omega_{s3}$	5361.2 W
Carrier power of DPPG3, $T_{ca3} \times \omega_{ca3}$	11499.0 W
Ring gear power of DPPG3, $T_{r3} \times \omega_{r3}$	-16872.3 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

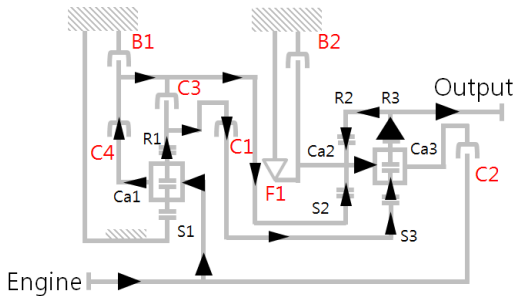
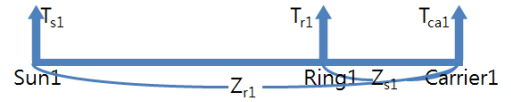
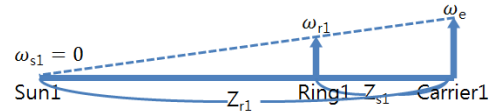


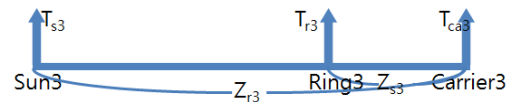
Fig. 4 Power flow of 4th speed



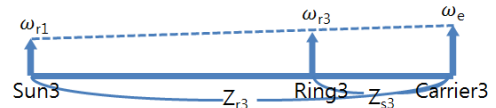
(a) Torque lever model of DPPG1



(b) Speed lever model of DPPG1



(c) Torque lever model of DPPG3



(d) Speed lever model of DPPG3

Fig. 5 Lever model of 5th speed

기어 잇수비(Z_{r3}/Z_{s3})를 설정하였다⁸⁾.

Table 2~3과 식(1) ~ (15)를 이용하여 4단에서 사용되는 각 유성기어 요소의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 계산한 결과를 Table 4에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 4단에서의 동력흐름을 Fig. 4에 도시하였다. 엔진동력이 DPPG1에서 나뉘져 Sun2(S2)와 Sun3(S3)로 전달되었으며, 이 동력들은 Carrier3(Ca3)를 거쳐 Ring3(R3)로 전달되는 것을 볼 수 있다. 이렇게 전달된 동력 중 10000W는 출력으로 전달되지만, 6872.3W는 Ring2(R2)에서 Carrier2(Ca2)로 순환되는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 동력 순환은 Carrier3(Ca3)와 Ring3(R3)에 입력동력보다 큰 동력이 작용하게 하며, 유성기어 가공 시 기어 요소가 입력동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다.

2.2 5단의 동력흐름 해석

5단은 C1과 C2가 작동하여 동력이 전달된다. 엔진은 DPPG1의 Carrier1과 DPPG3의 Carrier3와 연결되어 있다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

Table 5 Torque, speed and power of 5th speed

Carrier torque of DPPG1, T_{ca1}	26.8 Nm
Carrier speed of DPPG1, $\omega_{ca1} = \omega_e$	100.0 rad/sec
Ring gear torque of DPPG1, T_{r1}	-49.9 Nm
Ring gear speed of DPPG1, ω_{r1}	53.7 rad/sec
Sun gear torque of DPPG3, T_{s3}	49.9 Nm
Sun gear speed of DPPG3, ω_{s3}	53.7 rad/sec
Carrier torque of DPPG3, T_{ca3}	73.2 Nm
Carrier speed of DPPG3, ω_{ca3}	100.0 rad/sec
Ring gear torque of DPPG3, T_{r3}	-123.1 Nm
Ring gear speed of DPPG3, ω_{r3}	81.2 rad/sec
Output torque, T_o	-123.1 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r3}$	68.3 rad/sec
Carrier power of DPPG1, $T_{ca1} \times \omega_{ca1}$	2679.0 W
Ring gear power of DPPG1, $T_{r1} \times \omega_{r1}$	-2679.0 W
Sun gear power of DPPG3, $T_{s3} \times \omega_{s3}$	2679.0 W
Carrier power of DPPG3, $T_{ca3} \times \omega_{ca3}$	7321.0 W
Ring gear power of DPPG3, $T_{r3} \times \omega_{r3}$	-10000.0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

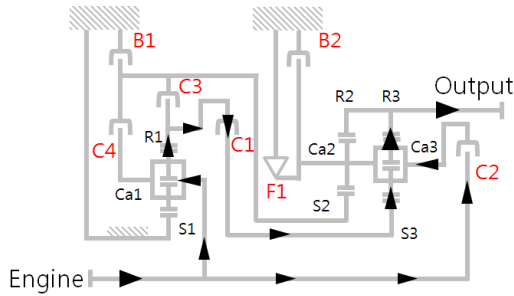


Fig. 6 Power flow of 5th speed

$$T_e = T_{ca1} + T_{ca3} \quad (16)$$

$$\omega_e = \omega_{ca1} = \omega_{ca3} \quad (17)$$

5단의 경우 SPPG2의 Sun2 기어에 브레이크 및 클러치가 작동하지 않는다. 즉, 5단의 해석을 위해서는 DPPG1과 DPPG3만 고려하면 되며, 이를 고려한 5단에서의 레버 모델을 Fig. 5에 도시하였다.

Fig. 5의 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

$$T_{r1} = -\frac{Z_{r1}}{Z_{r1} - Z_{s1}} T_{ca1} \quad (18)$$

$$\omega_{r1} = \frac{Z_{r1} - Z_{s1}}{Z_{r1}} \omega_e \quad (19)$$

$$T_{r1} + T_{s3} = 0 \quad (20)$$

$$\omega_{r1} = \omega_{s3} \quad (21)$$

$$T_{ca3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (22)$$

$$T_{r3} = -\frac{Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{s3} \quad (23)$$

$$\omega_{r3} = \frac{Z_{r3} - Z_{s3}}{Z_{r3}} (\omega_e - \omega_{r1}) + \omega_{r1} \quad (24)$$

$$T_o = T_{r3} \quad (25)$$

$$\omega_o = \omega_{r3} \quad (26)$$

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있다. 2.1절과 같이 Table 2 ~ 4를 이용하여 5단에서 사용되는 각 유성기어 요소의 토크, 속도 및 파워를 계산할 수 있으며, 식(16) ~ (26)을 이용하여 계산한 결과를 Table 5에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 5단에서의 동력흐름을 Fig. 6에 도시하였다. 엔진동력이 Sun3(S3)와 Carrier3(Ca3)로 분배되어 전달되었으며, 이 동력들은 Carrier3(Ca3)를 거쳐 Ring3(R3)로 전달되는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있다.

2.3 6단의 동력흐름 해석

6단은 C2와 C4가 작동하여 동력이 전달된다. 엔진의 동력이 DPPG1의 Carrier1으로 입력되지만, C1 또는 C3가 작동하지 않기 때문에 엔진의 동력이 DPPG1에서 출력될 곳이 없는 상황이다. 즉, DPPG1은 작동하지 않게 된다. 또한, DPPG3의 Sun3 기어에 브레이크 및 클러치가 작동하지 않으며, 이는 DPPG3가 작동하지 않는 것을 의미한다. 즉, 6단에서는 SPPG2만 작동한다. 이러한 상황을 고려하면엔진은 DPPG2의 Sun2와 Carrier2로 연결

되며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_e = T_{s2} + T_{ca2} \quad (27)$$

$$\omega_e = \omega_{s2} = \omega_{ca2} \quad (28)$$

6단에서의 레버모델을 Fig. 7에 도시하였다. 이 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

$$T_{ca2} = -\frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (29)$$

$$T_{r2} = \frac{Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (30)$$

$$\omega_{s2} = \omega_{ca2} = \omega_{r2} = \omega_e \quad (31)$$

$$T_o = T_{r2} \quad (32)$$

$$\omega_o = \omega_{r2} \quad (33)$$

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있으며, 이 결과를 Table 6에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 6단에서의 동력흐름을 Fig. 8에 도시하였다. 엔진동력이 Sun2(S2)와 Carrier2(Ca2)로 분배되었다가 Ring2(R2)로 전달되는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력 보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있다.

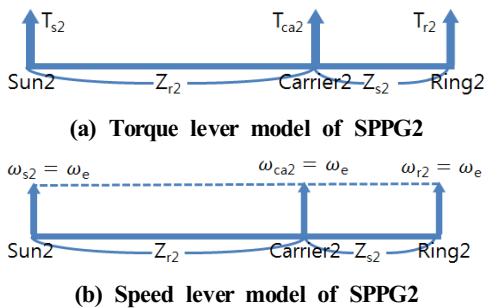


Fig. 7 Lever model of 6th speed

Table 6 Torque, speed and power of 6th speed

Sun gear torque of SPPG2, T_{s2}	46.0 Nm
Sun gear speed of SPPG2, ω_{s2}	100.0 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, T_{ca2}	54.0 Nm
Carrier speed of SPPG2, ω_{ca2}	100.0 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, T_{r2}	-100.0 Nm
Output torque, $T_o = T_{r2}$	-100.0 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3}$	100.0 rad/sec
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	4599.4 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	5400.6 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	-10000.0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

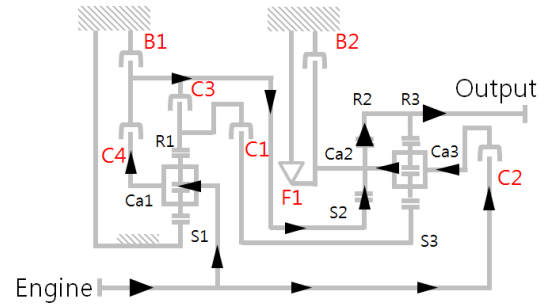


Fig. 8 Power flow of 6th speed

2.4 7단의 동력흐름 해석

7단은 C2와 C3가 작동하여 동력이 전달된다. DPPG3의 Sun3 기어에 브레이크 및 클러치가 작동하지 않으며, 이는 DPPG3가 작동하지 않는 것을 의미한다. 즉, 7단에서는 DPPG1과 SPPG2만 작동한다. 이러한 상황을 고려하면 엔진은 DPPG1의 Carrier1과 SPPG2의 Carrier2로 연결되며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_e = T_{ca1} + T_{ca2} \quad (34)$$

$$\omega_e = \omega_{ca1} = \omega_{ca2} \quad (35)$$

7단에서의 레버모델을 Fig. 9에 도시하였다. 이 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

$$T_{r1} = -\frac{Z_{r1}}{Z_{r1} - Z_{s1}} T_{ca1} \quad (36)$$

$$\omega_{r1} = \frac{Z_{r1} - Z_{s1}}{Z_{r1}} \omega_e \quad (37)$$

$$T_{r1} + T_{s2} = 0 \quad (38)$$

$$\omega_{r1} = \omega_{s2} \quad (39)$$

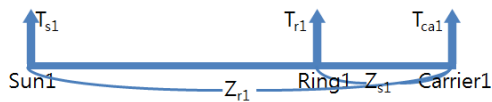
$$T_{ca2} = -\frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (40)$$

$$T_{r2} = -\frac{Z_{r2}}{Z_{s2} + Z_{r2}} T_{ca2} \quad (41)$$

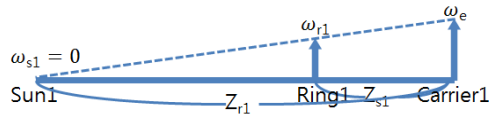
$$T_o = T_{r2} \quad (42)$$

$$\omega_{r2} = \frac{Z_{r2} + Z_{s2}}{Z_{r2}} (\omega_e - \omega_{r1}) + \omega_{r1} \quad (43)$$

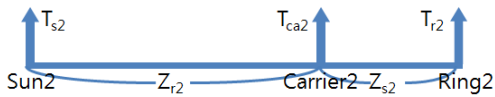
$$\omega_o = \omega_{r2} \quad (44)$$



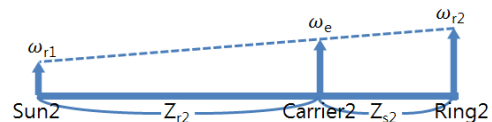
(a) Torque lever model of DPPG1



(b) Speed lever model of DPPG1



(c) Torque lever model of SPPG2



(d) Speed lever model of SPPG2

Fig. 9 Lever model of 7th speed

Table 7 Torque, speed and power of 7th speed

Carrier torque of DPPG1, T_{ca1}	-20.4 Nm
Carrier speed of DPPG1, $\omega_{ca1} = \omega_e$	100.0 rad/sec
Ring gear torque of DPPG1, T_{r1}	37.9 Nm
Ring gear speed of DPPG1, ω_{r1}	53.7 rad/sec
Sun gear torque of SPPG2, T_{s2}	-37.9 Nm
Sun gear speed of SPPG2, ω_{s2}	53.7 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, T_{ca2}	120.4 Nm
Carrier speed of SPPG2, ω_{ca2}	100.0 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, T_{r2}	-82.4 Nm
Ring gear speed of SPPG2, ω_{r2}	121.3 rad/sec
Output torque, $T_o = T_{r2}$	-82.4 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2} = \omega_{r3}$	121.3 rad/sec
Carrier power of DPPG1, $T_{ca1} \times \omega_{ca1}$	-2035.2 W
Ring gear power of DPPG1, $T_{r1} \times \omega_{r1}$	2035.2 W
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	-2035.2 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	12035.2 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	-10000.0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

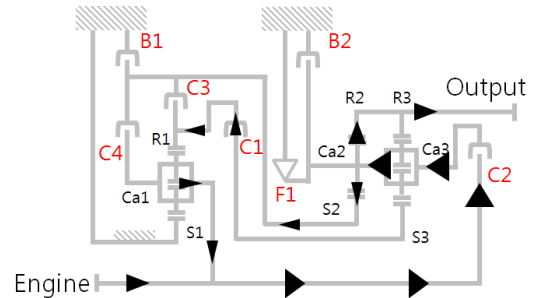


Fig. 10 Power flow of 7th speed

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있으며, 이 결과를 Table 7에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 7단에서의 동력흐름을 Fig. 10에 도시하였다. 엔진동력이 Carrier3(Ca3)로 전달되었으며, 이 동력들은 Carrier2(Ca2)를 거쳐 Ring2(R2)로 전달된다. 다만, Carrier2(Ca2)로 전달된 동력 중 2035.2W가 Sun2(S2)를 거쳐 Ring1(R1)으로 순환하

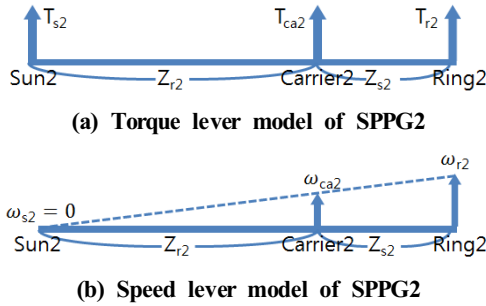


Fig. 11 Lever model of 8th speed

Table 8 Torque, speed and power of 8th speed

Sun gear torque of SPPG2, T_{s2}	-31.5 Nm
Sun gear speed of SPPG2, ω_{s2}	0 rad/sec
Carrier torque of SPPG2, T_{ca2}	100.0 Nm
Carrier speed of SPPG2, ω_{ca2}	100.0 rad/sec
Ring gear torque of SPPG2, T_{r2}	-68.5 Nm
Ring gear speed of SPPG2, ω_{r2}	146.0 rad/sec
Output torque, $T_o = T_{r2}$	-68.5 Nm
Output speed, $\omega_o = \omega_{r2}$	146.0 rad/sec
Sun gear power of SPPG2, $T_{s2} \times \omega_{s2}$	0 W
Carrier power of SPPG2, $T_{ca2} \times \omega_{ca2}$	10000.0 W
Ring gear power of SPPG2, $T_{r2} \times \omega_{r2}$	-10000.0 W
Output power, $T_o \times \omega_o$	-10000.0 W

는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 동력 순환은 Carrier2(Ca2)와 Carrier3(Ca3)에 입력동력보다 큰 동력이 작용하게 하며, 유성기어 가공 시 입력동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다.

2.5 8단의 동력흐름 해석

8단은 C2와 B1이 작동하여 동력이 전달된다. 8단에서는 6단과 동일한 이유에서 DPPG1과 DPPG2는 작동하지 않고 SPPG2만 작동한다. 이러한 상황을 고려하면 엔진은 SPPG2의 Carrier2로 연결되며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_e = T_{ca2} \quad (45)$$

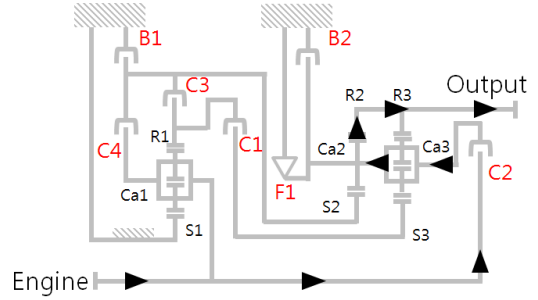


Fig. 12 Power flow of 8th speed

$$\omega_e = \omega_{ca2} \quad (46)$$

8단에서의 레버모델을 Fig. 11에 도시하였다. 이 레버 모델을 기반으로 아래와 같은 토크 및 속도식을 구할 수 있다.

$$T_{ca2} = -\frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{s2} \quad (47)$$

$$T_{r2} = -\frac{Z_{r2}}{Z_{s2} + Z_{r2}} T_{ca2} \quad (48)$$

$$T_o = T_{r2} \quad (49)$$

$$\omega_{r2} = \frac{Z_{r2} + Z_{s2}}{Z_{r2}} \omega_e \quad (50)$$

$$\omega_o = \omega_{r2} \quad (51)$$

위 식들을 바탕으로 동력흐름 해석을 수행할 수 있으며, 이 결과를 Table 8에 정리하였다. 또한, 이 결과들을 바탕으로 8단에서의 동력흐름을 Fig. 12에 도시하였다. 엔진동력이 Carrier2(Ca2)를 거쳐 Ring2(R2)로 전달된다. 이와 같이 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력 보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 3개의 유성기어(DPPG1, SPPG2, DPPG3)로 구성된 8단 자동변속기의 유성기어 가공

을 위하여, 최대응력이 허용응력 범위 안에 있는지를 판단하기 위한 기초 단계로, 자동변속기가 실제 작동하는 상황에서 각 유성기어에 작용하는 토크, 속도 및 동력흐름 해석을 수행하였다. 연구대상 8단 자동변속기의 1단부터 3단까지의 결과는 Part1에서 수행되었다. 해석 결과 4단에서는 엔진의 동력이 Carrier1과 Sun2로 분기되어 Carrier3를 통하여 Ring3로 동력이 전달되며, 일부 동력이 SPPG2에서 순환되었다. 5단에서는 엔진의 동력이 Carrier1과 Carrier3로 분기되고 Ring3로 동력이 전달된다. 6단에서는 엔진의 동력이 Sun2와 Carrier2로 분기되고 Ring2로 동력이 전달된다. 7단에서는 엔진의 동력이 Carrier2로 입력되어 Ring2로 동력이 전달되지만, 일부 동력은 Sun2에서 DPPG1으로 동력이 순환되었다. 8단에서는 엔진의 동력이 Carrier2로 입력되고 Ring2로 동력이 전달된다. 엔진 동력이 분배되어 각 유성기어 요소에 전달될 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 입력동력 보다 작은 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작할 수 있으며, 동력 순환이 발생하는 경우, 유성기어 가공 시 각 기어 요소가 엔진동력 보다 큰 동력을 감당할 수 있는 강도로 제작하여야 한다.

이 연구에서 해석한 8단 자동변속기 유성기어의 토크, 속도 및 동력흐름을 바탕으로, 8단 자동변속기의 유성기어 가공 시 허용응력 범위를 확인하는 과정에서 활용 될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

“이 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2014R1A1A1004380).“

REFERENCES

1. Lee, W. K. and Park, S. M., "A Study on the Embodiment of a Transfer Case with High-Speed Reduction of the Planetary Gear Type Applied to Big Industrial Vehicles," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 14-20, 2015.
2. Cho, S. J., Han, J. W., Park, Y. J. and Lee, G. H., "Structural analysis of a planetary gear carrier in the slewing reducer for tower crane," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 1-7, 2014.
3. Zhang, Q., Kang, J. H., Tun, G. B. and Lyu, S. K., "Analytical Prediction of Transmission Error and Load Distribution for a Plugin HEV," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 3, pp. 116-121, 2012.
4. Cho, S. P., Lee, D. G., Kim, L. S., Xu, Z. Z. and Lyu, S. K., "Study of the Transmission Error Prediction of a Five-speed Manual Transmission System," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 15, No. 2, pp. 66-71, 2016.
5. Han, S. G., Shin, Y. I., Yoon, C. H. and Song, C. K., "Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 28-34, 2014.
6. Kim, J. M., Kim, N. D., Hwang, S. H., Hori, Y. and Kim, H. S., "Motor Control of Input-split Hybrid Electric Vehicles," International Journal of Automotive Technology, Vol.10, No.6, pp. 733-742, 2009.
7. Kim, J. M., "Analysis of Powertrain Characteristics for Output Split Type Plug-in Hybrid Electric Vehicle," Trans. Korean Soc. Automot. Eng., Vol. 23, No. 1, pp. 112-121, 2015.
8. Kondo, M., Hasegawa, Y., Takanami, Y., Arai, K., Tanaka, M. and Kinoshita, M., "Toyota AA80E 8-Speed Automatic Transmission with Novel Powertrain Control System", SAE 2007-01-1311, 2007.